

BFEB 包层氦冷屏的结构力学分析与优化

朱毓坤, 黄锦华, 王晓宇

(核工业西南物理研究院, 四川 成都, 610041)

摘要: BFEB 包层内部是用 10 MPa 气氦冷却竖屏来分区并冷却的。作者根据材料力学和结构力学, 通过 Pro/MECHANICA 编码计算, 对在静态氦压与稳态温度场的组合作用下的氦冷屏基元管道模型, 进行了结构力学 (Mechanics) 分析与优化。强度校核采用材料力学第四强度理论——八面体剪应力强度理论。氦冷屏基元管道的截面从矩形薄壁截面 ($12\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times 1\text{ mm}$) 优化为外方内圆薄壁截面 ($9\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times \phi 7\text{ mm}$ 或 $\phi 6\text{ mm}$) 后, 可使基元管道在静态氦压下的最大计算应力 σ_{pm} 和最大位移 D_{pm} 均可得到数量级的下降, 从而使在静态氦压与稳态温度场组合作用下的最大计算应力 σ_{cm} 降低到小于 HT-9 许用应力 $[\sigma_T]$ 。编码分析表明: 氦冷屏基元管道的静态氦压计算应力 σ_p 为二向拉伸状态, 而稳态温度场计算应力 σ_t 为二向压缩状态, 它们的叠加组合具有一些相互抵消的效果。这导致外方内圆截面 ($9\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times \phi 7\text{ mm}$) 的基元管道模型较 ($9\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times \phi 6\text{ mm}$) 的具有更小的最大组合计算应力 σ_{cm} 。对于 BFEB 包层氦冷屏的拱形基元模型 SC24-7 和回弯形基元模型 SC44-7, 其最大组合计算应力 σ_{cm} 分别为 95.60 和 134.00 MPa, 即 HT-9 $[\sigma_T]$ 的 55.0% 和 77.0%; 最大组合位移均约为 2.8 mm。所以, 氦冷屏基元管道的截面形状和尺寸优化后, 其稳态结构力学强度具有一定的安全裕度。

关键词: 包层氦冷却屏; 结构力学; Pro/MECHANICA 编码计算

中图分类号: O342

文献标识码: A

文章编号: 1006-7086(2004)02-0094-09

MECHANICS ANALYSIS AND OPTIMISATION FOR HELIUM COOLING PANELS OF BFEB BLANKET

ZHU Yu-kun, HUANG Jin-hua, WANG Xiao-yu

(Southwestern Institute of Physics, Chendu 610041, China)

Abstract: The high power density blanket BFEB was split in zones and cooled with helium cooling panels. The mechanics analysis and optimisation for the basic element channel model of helium cooling panels under helium pressure and temperature field were carried out with the Pro/MECHANICA code. The strength check was carried out with the 4th strength theory-octahedral shear stress strength theory.

The cross section of the basic element channel model of helium cooling panel was optimised from the rectangular with thin thickness one ($12\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times 1\text{ mm}$) to square outer with circular inner one ($9\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times \phi 7\text{ mm}$ or $\phi 6\text{ mm}$). As a result, the maximum static Von Mises stress σ_{pm} and the maximum strain displacement D_{pm} of the basic element channel model both decreased in orders of magnitude. It let to that the maximum Von Mises stress σ_{cm} under the combine action of static helium pressure and steady temperature field decreased to be smaller than $[\sigma_T]$, the allowable stress of HT-9 steel. Since the σ_{pm} was in two-dimensional tensile state, and the σ_{cm} was in two-dimensional compression state, the addition of them resulted in counteraction to some extent. Therefore, the basic element channel models with cross section of ($9\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times \phi 7\text{ mm}$) possessed a smaller σ_{cm} than that with ($9\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times \phi 6\text{ mm}$) one. The Von Mises stresses σ_{cm} of basic element channel models SC24-7 (arched type) and SC44-7 (meander loop type) of helium cooling panels were calculated to be 95.6 and 134.4 MPa, respectively, being 55.0 % and 77.0% of HT-9 allowable stress $[\sigma_T]$.

Key words: blanket helium cooling panel; mechanics; Pro/MECHANICA code

收稿日期: 2004-05-15.

基金项目: 国家自然科学基金资助 (19885001)。

作者简介: 朱毓坤 (1935—), 男, 江苏省无锡市人, 研究员, 从事电真空技术与聚变实验工程技术研究。

1 引 言

嬗变核废物的 BFEB 高功率密度包层^[1]是用 10 MPa 气氦冷却竖屏(参见图 1)来分区并冷却的。早期设计的冷却屏基元(Basic Element)为矩形薄壁管道模型,截面尺寸为 12 mm×9 mm×1 mm^[1]。文献[2]对在一定热负载下包层稳态温度场及其导致的热结构力学(Theromechanics)进行了分析与优化;即对机械构件表面的热负载分布、构件的拱弧曲率与圆角尺寸、以及约束边界条件(例如装配焊接工艺)等进行了优化。

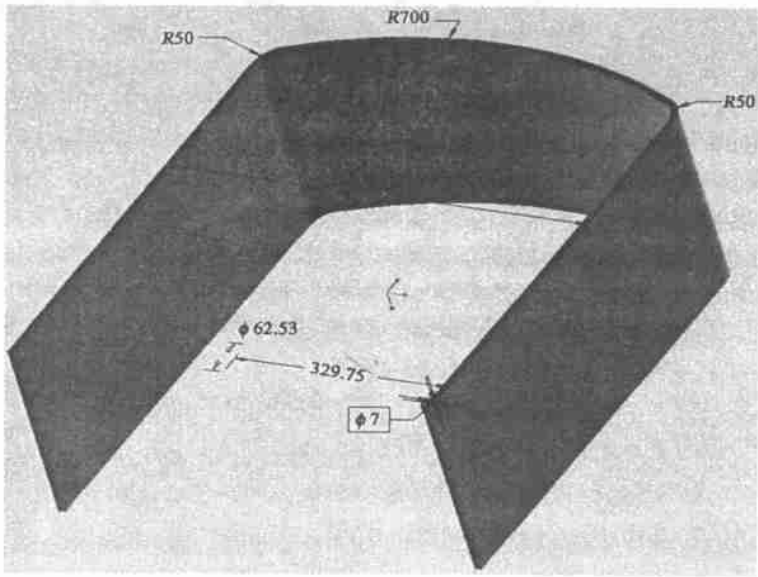


图 1 拱形气氦冷却竖屏
φ 符号表明 R700 的圆心位置。62.53 表明圆心的 Z 轴坐标距离

对于 10 MPa 的管道氦压导致的静态压力,文献[2]未作具体分析计算,仅粗略地为其预留了一定的材料强度份额(HT-9 许用应力 $[\sigma_T]$ 的 25%)。本工作通过 Pro/MECHANICA 编码计算,进一步考查 10 MPa 氦压单独作用下,以及其与稳态温度场组合作用下的冷却屏基元的结构力学分析与优化。

材料力学第四强度理论^[3]认为:当构件危险点单元体的变形状比能 u_φ 达到一定限度时,材料就到达破坏状态。通过三向应力分析,变形状比能 u_φ 比例于八面体剪应力 τ_8 的平方。危险点处八面体剪应力 τ_8 是主要的破坏因素,当 τ_8 达到一定的限度时,塑性材料就从该点屈服。所以,第四强度理论又被称为八面体剪应力强度理论,其用主应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 表示的屈服极限强度条件为

$$(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1)^{1/2} = \sigma_m \leq [\sigma_T]$$

其中 $(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1)^{1/2}$ 被定义为第四强度理论的强度校核用计算应力 σ_m (在文献[2]中称为校核强度用的等效应力),或称冯·米塞斯(Von Mises)应力; $[\sigma_T]$ 为屈服许用应力。同时可导出单元体的最大剪应力 $\tau_m = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_m = 0.577 \sigma_m$ 。对于塑性材料,只要满足第四强度理论的屈服强度条件 $\sigma_m \leq [\sigma_T]$, 同时也就自然满足了最大剪应力强度条件 $\tau_m \leq [\tau_T]$ 。第四强度理论已为大量塑性材料实验结果所证实。所以,本文强度校核采用第四强度理论的屈服极限强度条件为 $\sigma_m \leq [\sigma_T]$ 。

应用 Pro/ENGINEER2000i2 编码建立具体的构件模型后,即可转入 Pro/MECHANICA2000i2 功能编码,构件将自动划分有限元。所以只需输入其材料性能,静态作用外力(设为第一负载系列),以及外约束等边界条件,通过编码计算,就能得到构件模型所处的静态应力场与相应的静态变形位移场。如果同时再输入由稳态热分析所得的稳态温度场与一个参考室温作为第二负载系列,则通过 Pro/MECHANICA 编码计算,就能先后得到构件所承受的静态应力场与相应的变形位移场,稳态热应力场与热变形位移场,以及 2 个

负载系列组合作用下的组合应力场与组合变形位移场。

2 拱形气氮冷却屏的静态应力分析

HT-9 结构材料的密度为 $7.8\text{E}-9\text{ t/mm}^3$, 由重力场导致的薄壁管道静态应力与 10 MPa 氮压导致的相比, 是极为微小而可忽略的。因此, 拱形平板氮冷却屏的管道基元模型可被对称切割成为图 2 所示的模型, 从而简化分析计算。



图 2 拱形气氮冷却屏的基元管道模型(已被对称切割)

对于承受内压 p 的两端封闭的薄壁长圆管(壁厚 t , 半径 r), 如假设薄壁内的应力沿壁厚均匀分布, 并且略去径向应力, 则管壁上的单元体将受到 2 个方向的拉伸力: 轴向应力 σ_x 和周向应力 σ_t 。其 3 个主应力^[4]分别为: $\sigma_1 = \sigma_t = p \cdot r / t$; $\sigma_2 = \sigma_x = p \cdot r / 2t$; $\sigma_3 = \sigma_r \cong 0$ 。对于二向拉伸应力状态, 屈服或剪断是塑性材料 2 种可能的破坏形式。

先考察承受内压 $p=10\text{ MPa}$ 的薄壁直圆管(设 $r=4\text{ mm}$, $t=1\text{ mm}$)。HT-9 钢的泊桑比为 $\mu=0.27$, $E=190\text{ 000 MPa}$ 。计算得 $\sigma_t=40\text{ MPa}$, $\sigma_x=20\text{ MPa}$, 强度校核应力 $\sigma_m = (\sigma_t^2 + \sigma_x^2 - \sigma_t \sigma_x)^{1/2} = 34.6\text{ MPa}$, 约为 HT-9 许用应力 $[\sigma_T]$ 的 20%。所以, $r=4\text{ mm}$, $t=1\text{ mm}$ 的 HT-9 薄壁直圆管承受 10 MPa 静态氮压是绰绰有余的。薄壁直圆管道承压应力状态可以作为非圆薄壁管槽承压应力分析与优化的参考基准。

2.1 拱形管道基元模型 RC24 (矩形薄壁截面 $12\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times 1\text{ mm}$)

拱形平板气氮冷却屏的基元模型是单根的矩形截面管道。对于矩形薄壁截面 $12\text{ mm} \times 9\text{ mm} \times 1\text{ mm}$ 的拱形冷却管道基元模型 RC24, 编码结构分析显示: 单独加上 10 MPa 管道氮压于 RC24 模型, 其最大计算应力 σ_m 计算值可高达 905 MPa, 坐标为 $(-63.55, 11.00, 775.90)$ 。图 3 示出矩形薄壁截面内腔壁角处为应力集中区, 最大计算应力点在离对称面 63.55 mm 的上前壁角。这大大超过了 HT-9 的屈服强度 σ_T 和许用应力 $[\sigma_T]$ (HT-9 钢的 $\sigma_T=450\text{ MPa}$, $500\text{ }^\circ\text{C}$ 时的 $[\sigma_T]=175\text{ MPa}$ ^[4])。

Pro/MECHANICA 编码计算是基于线性的弹性材料力学, 它假定材料的应力-应变曲线是一条直线, 所以编码计算能给出大于材料屈服强度极限的计算应力值 σ_m 。实际上, 对于韧性材料, 当最大应力点的应力达到屈服强度 σ_T 后, 将发生屈服和应力重新分布, 即最大应力点附近屈服区逐渐扩大, 直至达到内外力的平衡。屈服区内的应力则为 σ_T 的均布。所以, 凡是计算应力 σ_m 大于屈服强度的地方均将发展为屈服应力区。

正确的设计保证零部件的最大计算应力 $\sigma_m \leq [\sigma_T]$ 许用应力。这样, 零部件的应力状态将完全处于应力-应变的直线区段, Pro/MECHANICA 编码计算结果将是正确可靠的。

编码计算给出 RC24 的最大变形位移 D_{pm} 为 10.70mm, D_{pm} 的坐标位置为(−7E−19, 6.48, 865.20)。变形位移较大,这也是设计所不允许的。为此,将首先对冷却管道内腔进行圆角优化。

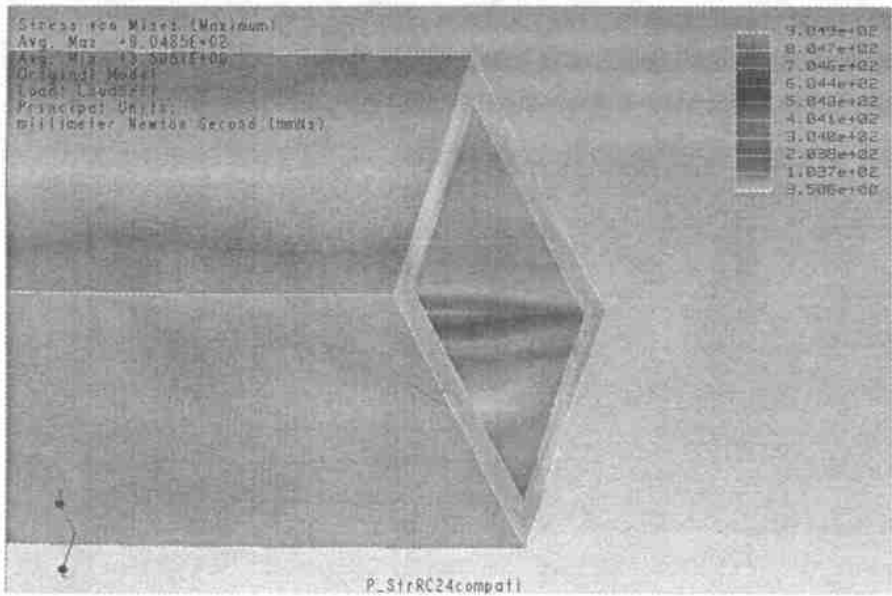


图 3 10 MPa 氮压下,矩形薄壁截面管道基元 RC24 模型的应力场

2.2 拱形管道基元模型 RC24 r (矩形薄壁截面内腔圆角 r)

首先将矩形薄壁截面内腔尖角改进为圆角 r 为 2.5 mm。在 10 MPa 氮压下, RC24 r 的最大计算应力 σ_{pm} 为 349.4 MPa, D_{pm} 为 8.92 mm(见表 1),均有下降。这反映了 RC24 r 内腔圆角消除了应力集中,提高了

表 1 10 MPa 氮压下,截面形状对 σ_{pm} 和 D_{pm} 的影响

截面	RC24 矩形薄壁截面 12 mm×9 mm×1 mm	RC24 r 矩形薄壁截面 12 mm×9 mm×1 mm 内腔圆角 r 2.5 mm	SC24-7 外方内圆截面 9 mm×9 mm× ϕ 7 mm	SC24-6 外方内圆截面 9 mm×9 mm× ϕ 6 mm
最大计算应力 σ_{pm} (MPa)	904.90	349.00	53.60	34.90
位置 x, y, z (mm)	(−63.55, 11.00, 775.90)	(−47.90, 6.00, 776.20)	(−306.40, 4.50, 680.40)	(−325.10, 7.50, 193.30)
最大位移 D_m (mm)	10.70	8.93	3.01E−2	1.76E−2
位置 x, y, z (mm)	(−7E−19, 6.48, 865.20)	(−5E−17, 5.93, 864.50)	(−10.60, 4.50, 761.50)	(−4.80, 4.50, 761.00)

强度与刚度。最大计算应力 σ_{pm} 已下降至小于 HT-9 屈服强度 σ_T 的 450 MPa,但仍然远远超过 HT-9 的许用应力[σ_T]175 MPa,仍不能满足设计要求。因此,管道截面进一步优化为外方内圆截面。

2.3 拱形管道基元模型 SC24(外方内圆截面)

对外方内圆截面的 2 种尺寸(9 mm×9 mm× ϕ 7 mm 和 9 mm×9 mm× ϕ 6 mm)的模型,进行了分析计算。Pro/MECHANICA 编码计算结果是令人鼓舞的,它们的最大计算应力 σ_{pm} 和最大位移 D_{pm} 进一步剧烈地下降,已分别下降至几十兆帕和 10^{-2} mm(图 4)。 σ_{pm} 已被控制在 HT-9 许用应力[σ_T]的 33.0%以内。

计算结果表明:由于良好的外方内圆对称性与当量直径的缩小,外方内圆截面管道基元的抗内压性能较矩形薄壁截面管道基元有了数量级的提高。表 1 列出了在 10 MPa 内压下,管道基元的截面形状对最大计算应力 σ_{pm} 的影响。

在一定的外方尺寸下,10 MPa 氮压导致的最大计算应力 σ_{pm} 随内孔直径缩小而减小。表 1 中,SC24-6

的 σ_{om} 是最小的, 它仅为 HT-9 许用应力 $[\sigma_T]$ 的 19.9%。

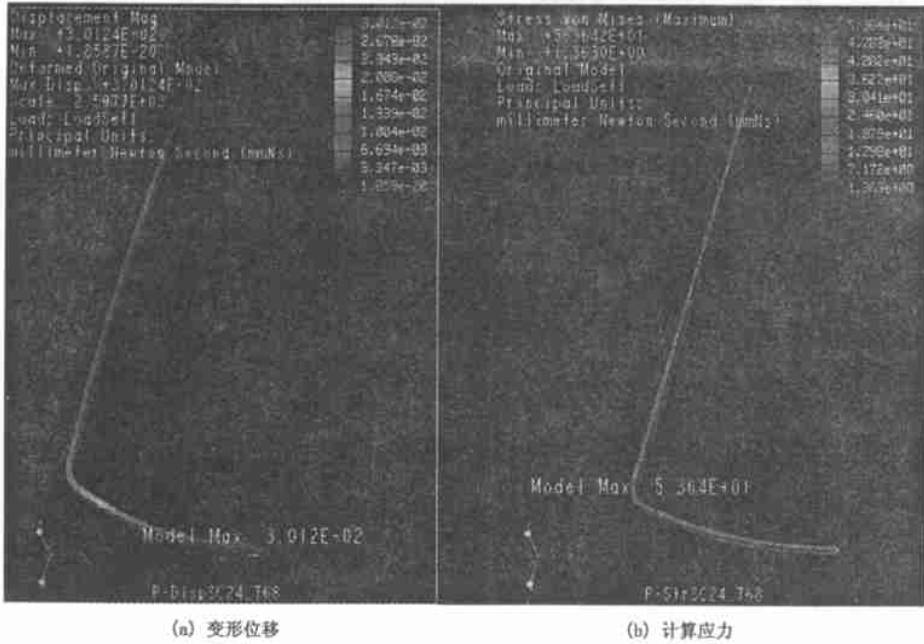


图 4 10 MPa 氮压下, 基元管道 SC24-7 的计算应力和变形位移

3 静态氮压应力与稳态热应力的组合作用

3.1 拱形冷屏管道基元

对于外方内圆截面的管道基元 SC24 模型, 在设计参数氮压 10 MPa、体积流速 50 m/s 下, 氮流体具有雷诺数 Re 的范围为 $(9.48 \sim 11.06) \times 10^4$, 氮物性普朗特数 $Pr = 0.677^{[5]}$, 所以 SC24 模型处于良好的湍流对流换热状态。外方内圆孔截面的拱形冷屏管道基元在 Z 向表面热负载系 500、340 N/mm $\cdot$ s 作用下的稳态热应力状态和组合应力状态的计算结果列于表 2。由表 2 可见: 随着内腔当量直径的缩小, SC24 模型的

表 2 拱形冷屏管道基元模型结构力学分析结果

基元截面	MC24r: 矩形薄壁截面 12 mm $\times$ 9 mm $\times$ 1 mm 内腔圆角 r 2.5 mm	SC24-7: 外方内圆截面 9 mm $\times$ 9 mm $\times$ ϕ 7 mm	SC24-6: 外方内圆截面 9 mm $\times$ 9 mm $\times$ ϕ 6 mm
平均对流换热系数 h (N/s $\cdot$ mm $\cdot$ K)	6.3	6.8	7.0
表面热负载系 500、340 N/mm $\cdot$ s 作用下, 最高温度 T_m ($^{\circ}$ C)	273.0	326.8	341.7
最大稳态热位移 D_{tm} (mm)	2.22	2.73	2.78
最大稳态热计算应力 σ_{tm} (MPa)	7.72	83.90	89.11
10 MPa 氮压导致的最大计算应力 σ_{pm} (MPa)	349.50	53.64	34.89
静态氮压导致的最大变形位移 D_{pm} (mm)	8.93	3.01E-2	1.76E-2
表面热负载系与 10 MPa 氮压组合作用 下最大计算应力 σ_{cm} (MPa)	352.20	92.55	103.10
最大组合位移 D_{cm} (mm)	11.20	2.76	2.78

最高温度 T_m 与平均对流换热系数 h ^[6] 均有些增加, 导致其最大稳态热应力 σ_{tm} 较 RC24r 模型增大了一个量级, 但 σ_{tm} 与静态结构应力 σ_{pm} 的组合应力 σ_{cm} 则较 RC24 模型有很大的减小。这是因为 SC24 模型的 σ_{pm} 大大下降了, 且与 σ_{tm} 在同一量级。可以看到, 两例外方内圆截面的最大组合应力 σ_{cm} 均已下降到 HT-9 许用应力 $[\sigma_T]$ 175 MPa 的 60.0% 以下, 满足了机械设计的稳态强度要求。其中, 具有最佳结果的为外方内圆截面

9 mm×9 mm×φ7 mm 的拱形管道基元模型 SC24-7,它具有较小的最大组合应力 σ_{cm} 92.55 MPa 和最大组合位移 D_{cm} 2.76 mm(图 5)。最大组合应力 σ_{cm} 作用点的位置坐标为(−155.35,4.50,744.05),强度的安全裕度 $Y=[\sigma_T]/\sigma_{cm}$ 为 1.84。最大组合位移 D_{cm} 中则以热位移为主, D_{tm} 2.73 mm(组分 dx −0.770, dy 0.032, dz 2.730),主要为 Z 向膨胀, X 向收缩。



图 5 在温度场和氮压组合作用下,基元管道 SC24-7 模型的组合应力和位移

矩形截面 RC24r 模型的 σ_{tm} 仅 7.72 MPa,它具有良好的热结构力学性能;但其 σ_{pm} 高达 349.50 MPa,导致 σ_{cm} 高达 352.20 MPa。RC24r 模型的 D_{cm} 高达 11.20 mm,主要组分是由静态氮压场造成的 D_{pm} 。所以,矩形截面管道基元 RC24r 模型的强度与刚性均很差。

进一步考察 Pro/MECHANICA 编码计算,给出 SC24-7 模型的最大组合应力 σ_{cm} 的组分。

(1) 静态氮压最大计算应力 σ_{pm} 为 53.60 MPa(表 1),其三向应力状态——即作用在单元体上的法向应力 σ 及剪应力 τ 分别是:

x 面上为 σ_x 53.56, τ_{xy} 28.43, τ_{xz} −14.76。

x 面上的剪应力 $\tau_x=(\tau_{xy}^2+\tau_{xz}^2)^{1/2}$ 。

y 面上为 σ_y 60.15, τ_{yx} 28.43, τ_{yz} 29.05。

z 面上为 σ_z 55.77, τ_{zx} −14.76, τ_{zy} 29.05。

其中, σ_x 表示作用于外向法线平行于 x 轴的截面上法向应力 σ ; τ_{xy} 的第一个下标符号 x 表明剪应力 τ 作用面的外向法线平行于 x 轴,第二个下标符号 y 表明剪应力 τ 方向平行于 y 轴。

可以看出 σ_x 、 σ_y 和 σ_z 均为正值,即拉伸应力。所以,管道氮压导致的静态应力状态为拉伸状态。

(2) 稳态热最大计算应力 σ_{tm} 为 83.90 MPa(表 2),其三向应力状态是:

x 面上为 σ_x −82.20, τ_{xy} 12.81, τ_{xz} −30.69。

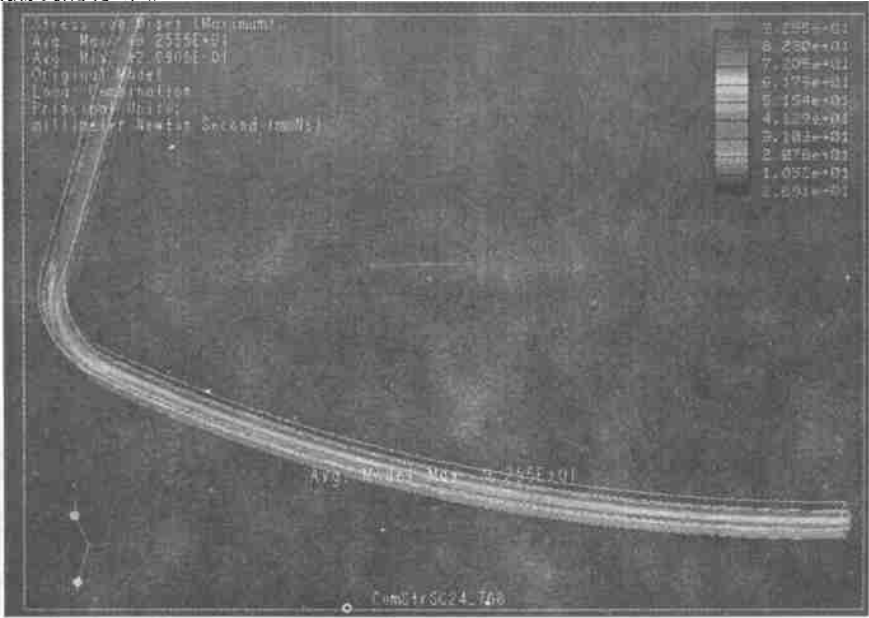
y 面上为 σ_y 66.48, τ_{yx} 12.81, τ_{yz} −23.68。

z 面上为 σ_z −46.44, τ_{zx} −30.69, τ_{zy} −23.68。

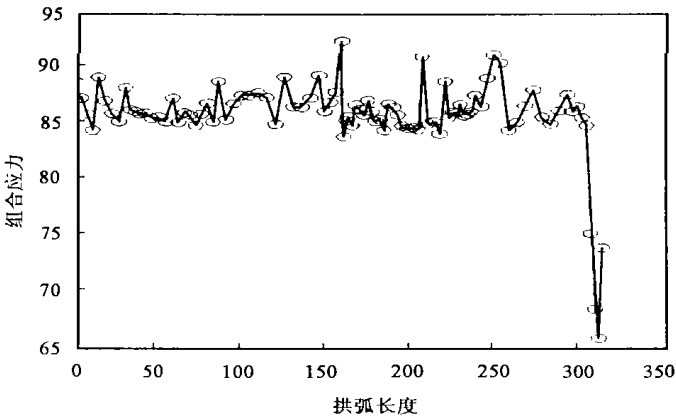
σ_x 和 σ_z 均为负值,即压缩应力。所以,表面热负载系导致构件的稳态热应力状态为二向(X 与 Z 向)压缩状态。

由此可知,每个应力点的稳态热压缩应力与静态氮压扩张应力的叠加组合中,发生了相互抵消的效果。这使得在所计算的实例中,SC 24-7 模型具有更小的最大组合应力 σ_{cm} 92.55 MPa(表 2)。所以,拱形管道基元截面最终优化为外方内圆截面(9 mm×9 mm×φ7 mm)。图 6 示出在温度场和 10 MPa 氮压组合作用下,

SC24-7 模型的组合应力细节。其中(a)为基元管道 SC24-7 模型的组合应力分布, (b)为组合应力沿模型拱弧段内腔外侧弧线的分布。



(a) 基元管道 SC24-7 内的组合应力分布



(b) SC24-7 模型拱弧段组合应力沿着内腔外侧边线的分布

图 6 在温度场和氦压组合作用下, SC24-7 模型的组合应力分布

3.2 回弯形冷屏管道基元

回弯形(即二次折弯形)冷屏的形状和所承受的 Z 向表面热负载系 (650、600、600、650 N/mm·s)均较拱形冷屏复杂,因而存在较大的热应力。对回弯形冷屏基元 SC44-7(外方内圆截面 9 mm×9 mm×φ7 mm)和 SC44-6(9 mm×9 mm×φ6 mm)进行分析计算。表 3 列出回弯形冷屏管道基元结构力学综合分析结果。

可以看到,虽然 SC44-7 的管道氦压最大计算应力 σ_{pm} 较 SC44-6 的大,但由于它的主导组分稳态热应力 σ_{tm} 较小,以及 σ_{pm} 与 σ_{tm} 的相互抵消效应,使得它具有更小的最大组合计算应力 σ_{cm} 134.4 MPa。最大组合位移 D_{cm} 2.34 mm 的组分中,则以热位移 D_{tm} 2.27 mm 占绝对优势,主要为 X 向收缩(dx-2.02), Z 向膨胀(dz 1.71)。值得指出的是 SC44-7 的 D_{tm} 2.27 mm 小于 SC24-7 的 D_{tm} 2.73 mm。所以,回弯形冷屏的形状热稳定性较拱形冷屏的好。图 7 示出在静态氦压和稳态温度场组合作用下,基元管道 SC44-7 模型的稳态温度场、组合计算应力场和组合变形位移场分布。

4 总结与讨论

采用冷却屏的管道基元模型简化分析法,对冷屏在静态氦压和稳态温度场作用下的应力和相关变形位

移进行分析与优化。

(1)通过拱形冷屏管道的静态氦压分析,将矩形薄壁截面优化为外方内圆截面,使 10 MPa 氦压导致的最大计算应力 σ_{pm} 和最大变形位移 D_{pm} 均有数量级的下降。

表 3 回弯形冷屏管道基元结构力学综合分析结果

基元截面	SC44-7:外方内圆孔截面 9 mm×9 mm× ϕ 7 mm	SC44-6:外方内圆孔截面 9 mm×9 mm× ϕ 6 mm
计算用管道内壁的平均对流换热系数 h (N/s·mm·K)	6.8	7.0
在 Z 向表面热负载系 650、600、600、650 N/mm·s 作用下,最高温度 T_m (℃)	359.8	384.0
最大稳态热位移 D_{tm} (mm)(位移组分 d_x, d_y, d_z)	2.27(−2.02,0.035, 1.710)	2.36
稳态热最大计算应力 σ_{tm} (MPa)	115.2	126.0
10 MPa 氦压导致的最大计算应力 σ_{pm} (MPa)	59.4	38.2
表面热负载系与 10 MPa 氦压组合作用下最大 组合计算应力 σ_{cm} (MPa)	134.4	145.2
最大组合位移 D_{cm} (mm)	2.34	2.41
安全裕度 $Y = [\sigma_T]/\sigma_{cm}$	1.3	1.2

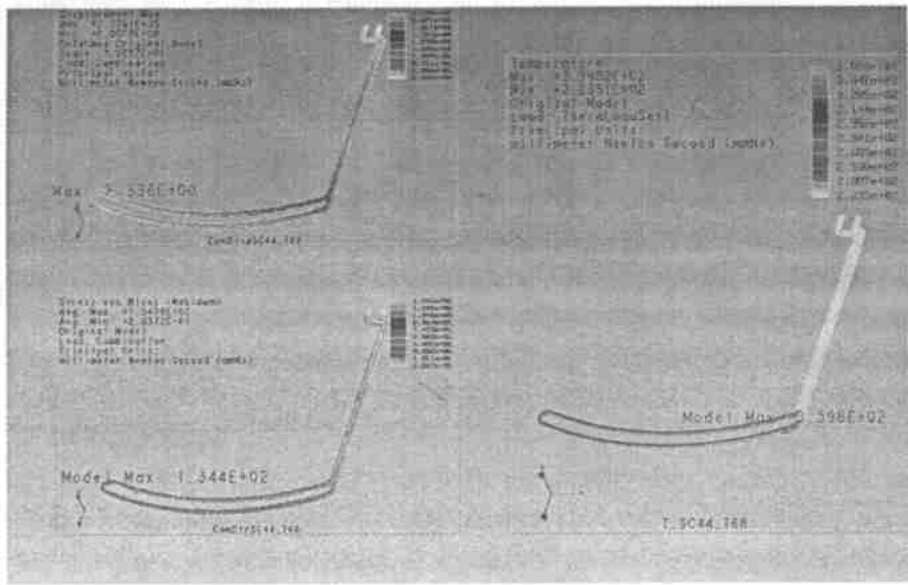


图 7 在温度场和氦压组合作用下,基元管道 SC44-7 模型的温度、组合应力和变形位移场分布

(2)在一定的外方尺寸与一定的表面热负载系作用下,其管道基元的最高温度 T_m 、最大稳态热应力 σ_{tm} 与最大热变形位移 D_{tm} 均将随内孔直径缩小而增大,热结构力学性能恶化。

(3)表面热负载系导致构件的稳态热应力状态为二向(X 与 Z 向)压缩状态,管道氦压导致的静态应力状态为二向拉伸状态。所以,在稳态热应力与静态氦压应力的叠加合成中,则发生相互抵消作用。这使外方内圆截面管道基元模型具有良好的稳态结构力学性能,并使 SC24-7(拱形)和 SC44-7(回弯形)比 SC24-6 和 SC44-6 分别具有更低的组合应力状态。所以管道截面最终优化为外方内圆截面 9 mm×9 mm× ϕ 7 mm。

(4)外方内圆截面管道基元模型的变形位移主要是由稳态温度场造成的 D_{tm} 。回弯形冷屏的 D_{tm} 较小,它具有较好的热形状稳定性。所以,采用外方内圆截面(9 mm×9 mm× ϕ 7 mm)管道基元的 BFEB 包层氮冷屏,其稳态结构力学状态具有合适的安全裕度。

参考文献:

[1] HUANG J H, ZHU Y K, DENG P Z. High power density blanket design study for fusion reactors[M]. WNAG Z G, ZHU Z Y, JIN G M. Materials for advanced energy systemns and fission & fusion engineering[C], Singapore, World Scientific Publishing Co. Ltd, Lanzhou, China, 2003. 94~103.

[2] 朱毓坤, 黄锦华, 胡刚, 等. 高功率密度包层的热结构力学分析与优化[J]. 真空与低温, 2003, 9(4):199~205.

[3] 哈尔滨军事工程学院材料力学教研室. 材料力学[M]. 第 1 册. 哈尔滨: 哈尔滨军事工程学院出版, 1960. 152~160; 190~193.

[4] SMITH D L, MATTAS R F, BILLONE M C. Shield and material data base[C], Part B, ITER Report No. 29, IAEA/ITER/DS/29, Vienna; International Atomic Energy Agency, 1991.

[5] 哈尔滨军事工程学院材料力学教研室. 材料力学[M]. 第 4 册. 哈尔滨: 哈尔滨军事工程学院出版, 1961. 18.

[6] 赵玉珍. 热工原理[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1990, 323~342.

《真空与低温》投稿须知

《真空与低温》是中国航天科技集团公司五一 O 所(兰州物理研究所)主办的技术兼学术类刊物, 是国家级工业技术类核心期刊和中国学术期刊(光盘版)入编并上网期刊。国内外公开发行人。本刊主要刊登国内外真空与低温的发展动态, 以及与之相关的新设备、新工艺、新材料和新途径; 着重反映真空与低温这两门学科在现代科技和国民经济中的最新应用和发展。欢迎来稿。来稿要求及注意事宜如下:

1. 主题突出, 论点明确, 数据可靠, 文字精练, 逻辑严谨。综述论文一般不超过 8 000 字, 研究报告一般不超过 6 000 字。
2. 完整论文依次应包括题目名称、作者姓名、工作单位、邮编、摘要、关键词(分别列出以上各项的中英文)、分类号、正文、参考文献、作者简介等。
 - a. 题目一般不超过 20 个汉字;
 - b. 中英文摘要应一致, 须反映文章的主要内容, 包括目的、方法、结果和结论四要素; 简明扼要, 用第三人称摘写, 一般不超过 300 字;
 - c. 关键词最少应 4 个, 最多不超过 8 个;
 - d. 正文序号, 按 1, 2, 3, ...; 1.1, 1.2, 1.3, ...; 1.1.1, 1.1.2, 1.1.3, ...三级标题连续编号;
 - e. 多位作者署名只要求第一作者简介, 包括姓名, 性别, 籍贯, 出生年份, 职称, 现从事主要业务工作。应避免多余文字介绍。
3. 物理量的名称在文中要统一, 符号要一致, 且应依据国家标准选取, 使用国家法定计量单位。
4. 插图要精选, 一般不超过 8 个。插图的图题、图注内容一律用中文表示。函数图要在坐标外侧标注量和单位。所有图表均要按国家标准正确使用计量单位和图形符号。图形、照片、表格要清晰可辨, 并插入正文适当位置。按国家标准正确使用计量单位和中文量词及图形符号。
5. 参考文献应书写规范, 符合国家标准要求。非正式出版的内部资料不准引用。
6. 凡获得国家、省、部委科技进步奖课题和自然科学基金资助项目及国内外学术会议优秀论文请予注明, 本刊优先给予刊登。基金资助项目须提供基金项目号。
7. 本刊不收版面费(发表费)。欢迎国内外真空、低温专家、高校师生、工厂工程技术人员投稿。稿件可直接投寄编辑部, 亦可寄有关编委推荐。来稿一式两份并请交软盘。文责自负。请勿一稿两投。来稿一般不退, 请作者自留底稿。
8. 稿件一经刊载, 将付给稿酬和向作者赠送当期刊物 3 份(一般寄给第一作者)。

(本刊编辑部)